

CONTROL VALVE FOR VARIABLE DISPLACEMENT COMPRESSOR

Publication number: JP2002089442

Publication date: 2002-03-27

Inventor: OTA MASAKI; HIROSE TATSUYA; KIMURA KAZUYA;
MIZUFUJI TAKESHI; UMEMURA SATOSHI

Applicant: TOYOTA IND CORP

Classification:

- International: F04B49/00; F04B27/14; F04B27/18; F04B49/00;
F04B27/14; (IPC1-7): F04B27/14; F04B49/00

- European: F04B27/18B

Application number: JP20000273823 20000908

Priority number(s): JP20000273823 20000908

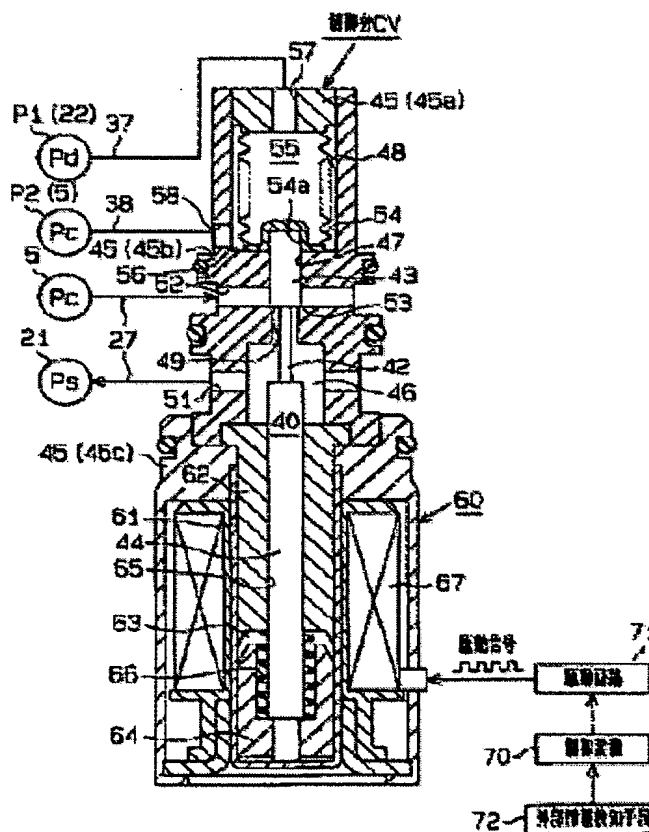
Also published as:

EP1186777 (A2)
US6663356 (B2)
US2002031432 (A)
EP1186777 (A3)

Report a data error he

Abstract of JP2002089442

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a control valve at low cost for a variable displacement compressor which can quickly reflect fluctuation of a differential pressure between two points to opening of the valve. **SOLUTION:** A pressure sensing member 54 composed of bellows mechanically detects a difference of pressure between two pressure supervisory points P1, P2 set in a refrigerant circulating circuit, opening of an extraction passage 27 is adjusted by positioning an operating rod 40 (valve element part 43) so as to change a delivery capacity of a variable displacement compressor to a side negating fluctuation of this difference of pressure.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2002-89442
(P2002-89442A)

(43) 公開日 平成14年3月27日 (2002.3.27)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)
F 0 4 B 27/14		F 0 4 B 49/00	3 6 1 3 H 0 4 5
49/00	3 6 1	27/08	S 3 H 0 7 6

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-273823 (P2000-273823)

(22) 出願日 平成12年9月8日 (2000.9.8)

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 太田 雅樹

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 廣瀬 達也

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

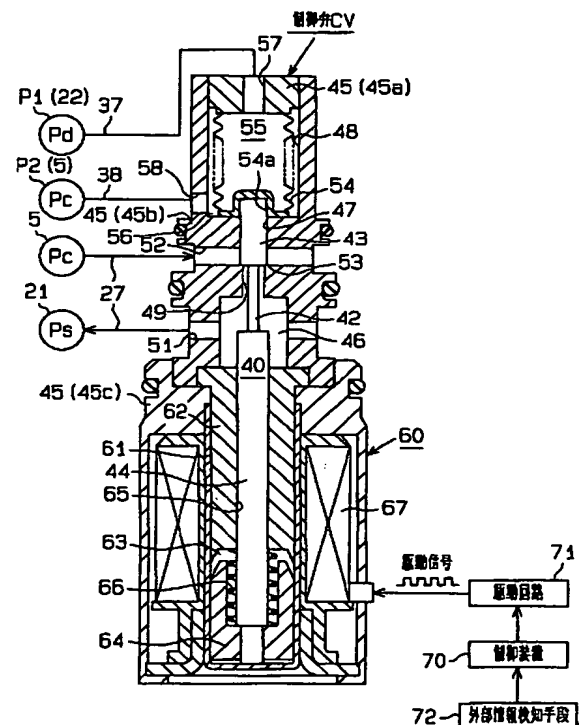
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 容量可変型圧縮機の制御弁

(57) 【要約】

【課題】 二点間差圧の変動を速やかに弁開度に反映させることが可能な容量可変型圧縮機の制御弁を安価に提供すること。

【解決手段】 ベローズよりなる感圧部材54は、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点P1、P2間の圧力差を機械的に検知し、同圧力差の変動を打ち消す側に容量可変型圧縮機の吐出容量が変更されるように、作動ロッド40 (弁体部43) の位置決めを行って抽気通路27の開度を調節する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 冷媒循環回路を構成し、クランク室の圧力に基づいて吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁であって、前記クランク室と冷媒循環回路の吸入圧力領域とを接続する抽気通路の一部を構成すべくバルブハウジング内に区画された弁室と、前記弁室内に変位可能に收容され、同弁室内での位置に応じて前記抽気通路の開度を調節可能な弁体と、前記バルブハウジング内に区画された感圧室と、前記感圧室内に配設され同感圧室を第 1 圧力室と第 2 圧力室とに区画する、ベローズ又はダイヤフラムよりなる感圧部材とを備え、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点のうち、高圧側に位置する第 1 圧力監視点の圧力は第 1 圧力室に導入されるとともに、低圧側に位置する第 2 圧力監視点の圧力は第 2 圧力室に導入されることと、前記第 1 圧力室と第 2 圧力室との圧力差の変動に基づく感圧部材の変位は、同圧力差の変動を打ち消す側に容量可変型圧縮機の吐出容量が変更されるように弁体の位置決めに反映されることとを特徴とする容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 2】 前記感圧部材に付与する力を外部からの制御によって変更可能なことで、同感圧部材による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を変更可能な外部制御手段を備えた請求項 1 に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 3】 前記外部制御手段は、感圧部材に付与する力を外部からの電気制御によって変更可能な電磁アクチュエータを含んでなる請求項 2 に記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 4】 前記第 1 圧力監視点は冷媒循環回路の吐出圧力領域に設定されており、第 2 圧力監視点は冷媒循環回路の吸入圧力領域又はクランク室に設定されている請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【請求項 5】 前記第 1 圧力監視点はクランク室に設定されており、第 2 圧力監視点は冷媒循環回路の吸入圧力領域に設定されている請求項 1 ～ 3 のいずれかに記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば、車両用空調装置の冷媒循環回路を構成し、クランク室の圧力に基づいて吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁に関する。

【0002】

【従来の技術】この種の制御弁としては、特開平 6-341378 号公報に開示されたものが存在する。すなわち、同制御弁は、冷媒循環回路に設定された二つの圧力

監視点間の差圧（二点間差圧）をスプールの前後で機械的に検知し、同スプールに作用する二点間差圧に基づく力を利用することで、クランク室の圧力調節につながる弁体の位置決めを行うものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところが、前記公報の制御弁は、二点間差圧の変動によって、スプールが感圧室（スプール收容室）の内壁面と摺動しつつ変位する構成である。従って、スプールと感圧室の内壁面との間の摺動抵抗や、同摺動部分に異物が噛み込まれることで、同スプールのスムーズな移動が阻害されることがあった。スプールがスムーズに移動されないということは、二点間差圧の変動が弁開度つまり圧縮機の吐出容量に速やかに反映されないということであり、これは空調フィーリングの低下につながる。

【0004】従って、前記スプールと感圧室の内壁面との間の摺動抵抗を減らす加工（平滑研磨や低摩擦被膜の形成等）や、異物を除去するフィルタを備えなくてはならず、制御弁のコストが上昇する問題を生じていた。

【0005】本発明の目的は、二点間差圧の変動を速やかに弁開度に反映させることが可能な容量可変型圧縮機の制御弁を安価に提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために請求項 1 の発明は、冷媒循環回路を構成し、クランク室の圧力に基づいて吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機に用いられる制御弁であって、前記クランク室と冷媒循環回路の吸入圧力領域とを接続する抽気通路の一部を構成すべくバルブハウジング内に区画された弁室と、前記弁室内に変位可能に收容され、同弁室内での位置に応じて前記抽気通路の開度を調節可能な弁体と、前記バルブハウジング内に区画された感圧室と、前記感圧室内に配設され同感圧室を第 1 圧力室と第 2 圧力室とに区画する、ベローズ又はダイヤフラムよりなる感圧部材とを備え、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点のうち、高圧側に位置する第 1 圧力監視点の圧力は第 1 圧力室に導入されるとともに、低圧側に位置する第 2 圧力監視点の圧力は第 2 圧力室に導入されることと、前記第 1 圧力室と第 2 圧力室との圧力差の変動に基づく感圧部材の変位は、同圧力差の変動を打ち消す側に容量可変型圧縮機の吐出容量が変更されるように弁体の位置決めに反映されることとを特徴としている。

【0007】この構成においては、感圧部材としてベローズ又はダイヤフラムを用いており、同ベローズ又はダイヤフラムは、二つの圧力室間の差圧の変動によっても、感圧室の内壁面との摺動を伴わずして変位（変形）可能である。従って、例えば感圧部材としてスプールを用いた従来公報の制御弁のような、同スプールと感圧室の内壁面との間の摺動抵抗や、同摺動部分に異物が噛み込まれることによる、同スプールのスムーズな移動が阻

害される問題を解消することができる。

【0008】また、抽気通路の開度を調節する所謂抜き側制御によってクランク室の圧力調節を行っている。従って、例えば吐出圧力領域とクランク室とを接続する給気通路の途中に固定絞りを配する等して、吐出圧力領域からクランク室へ供給される冷媒ガスを常時絞ること、言い換えればクランク室へリークされる圧縮済み冷媒ガスの量を少なくする構成を採用することが可能となる。その結果、例えば給気通路の開度を変更してクランク室の圧力調節を行う所謂入れ側制御と比較して、圧縮済み冷媒ガスの圧縮機内での再膨張に起因した冷凍サイクルの効率悪化を軽減することができる。

【0009】請求項2の発明は請求項1において、前記感圧部材に付与する力を外部からの制御によって変更可能なことで、同感圧部材による弁体の位置決め動作の基準となる設定差圧を変更可能な外部制御手段を備えたことを特徴としている。

【0010】この構成においては、外部制御手段によって設定差圧を変更可能となっており、同外部制御手段を備えない言い換えれば単一の設定差圧しか持ち得ない制御弁と比較して、細やかな空調制御要求に対応することができる。

【0011】請求項3の発明は請求項2において外部制御手段の好適な構成を限定するものである。すなわち、前記外部制御手段は、感圧部材に付与する力を外部からの電気制御によって変更可能な電磁アクチュエータを含んでなる。

【0012】請求項4の発明は請求項1～3のいずれかにおいて、第1及び第2圧力監視点の好適な設定態様を限定するものである。すなわち、前記第1圧力監視点は冷媒循環回路の吐出圧力領域に設定されており、第2圧力監視点は冷媒循環回路の吸入圧力領域又はクランク室に設定されている。

【0013】請求項5の発明は請求項1～3のいずれかにおいて、第1及び第2圧力監視点の好適な設定態様を限定するものである。すなわち、前記第1圧力監視点はクランク室に設定されており、第2圧力監視点は冷媒循環回路の吸入圧力領域に設定されている。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、本発明を車両用空調装置が備える容量可変型斜板式圧縮機の制御弁に具体化した一実施形態について説明する。

【0015】（容量可変型斜板式圧縮機）図1に示すように、容量可変型斜板式圧縮機（以下単に圧縮機とする）は、シリンダブロック1と、その前端に接合固定されたフロントハウジング2と、シリンダブロック1の後端に弁形成体3を介して接合固定されたリヤハウジング4とを備えている。

【0016】前記シリンダブロック1とフロントハウジング2とで囲まれた領域にはクランク室5が区画されて

いる。同クランク室5内には駆動軸6が回転可能に支持されている。同駆動軸6は、外部駆動源としての車両のエンジンEに作動連結されている。クランク室5において駆動軸6上には、ラグプレート11が一体回転可能に固定されている。

【0017】前記クランク室5内にはカムプレートとしての斜板12が収容されている。斜板12は、駆動軸6にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構13は、ラグプレート11と斜板12との間に介在されている。従って、斜板12は、ヒンジ機構13を介したラグプレート11との間でのヒンジ連結、及び駆動軸6の支持により、ラグプレート11及び駆動軸6と同期回転可能であるとともに、駆動軸6の軸線方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸6に対し傾動可能となっている。

【0018】複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア1aは、前記シリンダブロック1において駆動軸6を取り囲むようにして貫設形成されている。片頭型のピストン20は、各シリンダボア1aに往復動可能に収容されている。シリンダボア1aの前後開口は、弁形成体3及びピストン20によって閉塞されており、このシリンダボア1a内にはピストン20の往復動に応じて体積変化する圧縮室が区画されている。各ピストン20は、シュー19を介して斜板12の外周部に係留されている。従って、駆動軸6の回転にともなう斜板12の回転運動が、シュー19を介してピストン20の往復直線運動に変換される。

【0019】前記弁形成体3とリヤハウジング4との間には、吸入室21及び吐出室22がそれぞれ区画形成されている。そして、吸入室21の冷媒ガスは、各ピストン20の上死点位置から下死点側への移動により、弁形成体3に形成された吸入ポート23及び吸入弁24を介してシリンダボア1aに吸入される。シリンダボア1aに吸入された冷媒ガスは、ピストン20の下死点位置から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮され、弁形成体3に形成された吐出ポート25及び吐出弁26を介して吐出室22に吐出される。

【0020】（容量制御構成）前記斜板12の傾斜角度制御に関与する、クランク室5の圧力（クランク圧力Pc）を制御するためのクランク圧制御機構は、図1に示す圧縮機ハウジング内に設けられた抽気通路27、及び給気通路28並びに制御弁CVによって構成されている。抽気通路27は吸入圧力（Ps）領域である吸入室21とクランク室5とを接続し、その途中には制御弁CVが配設されている。給気通路28は吐出圧力（Pd）領域である吐出室22とクランク室5とを接続し、その途中には固定絞り28aが設けられている。

【0021】そして、前記制御弁CVの開度を調節することで、抽気通路27を介したクランク室5からのガス導出量と給気通路28を介したクランク室5への高圧な

吐出ガスの導入量とのバランスが制御され、クランク圧力 P_c が決定される。クランク圧力 P_c の変更に応じて、ピストン20を介してのクランク圧力 P_c とシリンダボア1aの内圧との差が変更され、斜板12の傾斜角度が変更される結果、ピストン20のストロークすなわち吐出容量が調節される。

【0022】(冷媒循環回路)図1に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路(冷凍サイクル)は、上述した圧縮機と外部冷媒回路30とから構成されている。外部冷媒回路30は、圧縮機の吐出室22と吸入室21とを接続する。同外部冷媒回路30は例えば、凝縮器31、減圧装置としての温度式膨張弁32及び蒸発器33を備えている。膨張弁32の開度は、蒸発器33の出口側又は下流側に設けられた感温筒34の検出温度および蒸発圧力(蒸発器33の出口圧力)に基づいてフィードバック制御される。膨張弁32は、熱負荷に見合った液冷媒を蒸発器33に供給して外部冷媒回路30における冷媒流量を調節する。

【0023】なお、前記外部冷媒回路30(蒸発器33)→吸入室21→シリンダボア1a(圧縮室)→吐出室22→外部冷媒回路30(凝縮器31)を冷媒循環回路の主回路とすると、容量制御用の冷媒回路(吐出室22→給気通路28→クランク室5→抽気通路27→吸入室21)は、冷媒循環回路の副回路として位置付けられる。

【0024】(制御弁)図2に示すように前記制御弁CVは、その上半部を占める抜き側弁部と、下半部を占める、外部制御手段を構成するソレノイド部60とを備えている。抜き側弁部は、クランク室5と吸入室21とを接続する抽気通路27の開度(絞り量)を調節する。ソレノイド部60は、制御弁CV内に配設された作動ロッド40を、外部からの通電制御に基づき付勢制御するための一種の電磁アクチュエータである。作動ロッド40は、先端部たる弁体部43、細棒状の連結部42及び基端部たるガイドロッド部44からなる棒状部材である。

【0025】前記制御弁CVのバルブハウジング45は、栓体45aと、抜き側弁部の主な外郭を構成する上半部本体45bと、ソレノイド部60の主な外郭を構成する下半部本体45cとから構成されている。バルブハウジング45の上半部本体45b内には連絡室46及び弁室としての弁収容孔47が区画され、同上半部本体45bとその上部に圧入された栓体45aとの間には感圧室48が区画されている。連絡室46と弁収容孔47は、同弁収容孔47よりも断面積の小さな連通路49を介して接続されている。

【0026】前記連絡室46、連通路49及び弁収容孔47内には、作動ロッド40が軸方向(図面では垂直方向)に移動可能に配設されている。連絡室46及び弁収容孔47は、作動ロッド40の配置次第で連通路49を介して連通可能となる。これに対して弁収容孔47と感

圧室48とは、同弁収容孔47に嵌入された作動ロッド40の弁体部43によって遮断されている。

【0027】前記連絡室46の底壁は後記固定鉄心62の上端面によって提供されている。連絡室46を取り囲むバルブハウジング45の周壁には半径方向に延びるポート51が設けられ、このポート51は抽気通路27の下流部を介して連絡室46を吸入室21に連通させる。弁収容孔47を取り囲むバルブハウジング45の周壁にも半径方向に延びるポート52が設けられ、このポート52は抽気通路27の上流部を介して弁収容孔47をクランク室5に連通させる。従って、ポート52、弁収容孔47、連通路49、連絡室46及びポート51は制御弁内通路として、クランク室5と吸入室21とを連通させる抽気通路27の一部を構成している。

【0028】前記弁収容孔47内には作動ロッド40の弁体部43が配置されている。弁収容孔47と連通路49との境界に位置する段差は弁座53をなし、連通路49は一種の弁孔をなしている。作動ロッド40が図2の位置(最下動位置)においては、弁体部43が弁座53に着座して連通路49が遮断されている。そして、作動ロッド40がこの最下動位置から上動を開始すると、連通路49が開放されて連絡室46と弁収容孔47とが連通される。つまり作動ロッド40の弁体部43は、抽気通路27の開度を任意調節可能な抜き側弁体として機能する。

【0029】前記感圧室48内には、ベローズよりなる感圧部材54が収容配置されている。同感圧部材54は銅系等の金属材料からなり、その上端部はバルブハウジング45の栓体45aに溶接等によって固定されている。従って、感圧室48内は、有底円筒状をなす感圧部材54によって、同感圧部材54の内空間である第1圧力室55と、同感圧部材54の外空間である第2圧力室56とに区画されている。

【0030】前記感圧部材54の底壁部にはロッド受け54aが凹設されており、同ロッド受け54aには作動ロッド40の弁体部43の先端部分が挿入されている。感圧部材54は圧縮弾性変形された状態で組み付けられており、この弾性変形に基づく付勢力によって、ロッド受け54aを介して弁体部43に対して押さえ付けられている。なお、感圧部材54の組み付け状態での初期弾性変形量は、上半部本体45bに対する栓体45aの圧入具合に応じて設定可能である。

【0031】前記第1圧力室55は、栓体45aに形成されたP1ポート57及び第1検圧通路37を介して、第1圧力監視点P1である吐出室22と連通されている。第2圧力室56は、バルブハウジング45の上半部本体45bに形成されたP2ポート58及び第2検圧通路38を介して、第2圧力監視点P2であるクランク室5と連通されている。つまり、第1圧力室55には第1圧力監視点P1の監視圧力(吐出圧力) P_d が導かれ、

第2圧力室56には第2圧力監視点P2の監視圧力(クランク圧力)Pcが導かれている。

【0032】前記ソレノイド部60は、有底円筒状の収容筒61を備えている。収容筒61の上部には固定鉄心62が嵌合され、この嵌合により収容筒61内にはソレノイド室63が区画されている。ソレノイド室63には、可動鉄心64が軸方向に移動可能に収容されている。固定鉄心62の中心には軸方向に延びるガイド孔65が形成され、そのガイド孔65内には、作動ロッド40のガイドロッド部44が軸方向に移動可能に配置されている。ガイドロッド部44の下端は、ソレノイド室63内において可動鉄心64に固定されている。従って、可動鉄心64と作動ロッド40とは常時一体となって上下動する。

【0033】前記ソレノイド室63において固定鉄心62と可動鉄心64との間には、コイルバネよりなる弁体付勢バネ66が収容されている。この弁体付勢バネ66は、可動鉄心64を固定鉄心62から離間させる方向に作用して、作動ロッド40(弁体部43)を図面下方に向けて付勢する。

【0034】前記固定鉄心62及び可動鉄心64の周囲には、これら鉄心62、64を跨ぐ範囲にコイル67が巻回されている。このコイル67には、外部情報検知手段72からの外部情報(車室温度情報や設定温度情報等)に応じた制御装置70の指令に基づき、駆動回路71から駆動信号が供給され、コイル67は、その電力供給量に応じた大きさの電磁吸引力(電磁付勢力)を可動鉄心64と固定鉄心62との間に発生させる。なお、コイル67への通電制御は、同コイル67への印加電圧を調整することでなされる。本実施形態において印加電圧の調整には、デューティ制御が採用されている。

【0035】(制御弁の動作特性)前記制御弁CVにおいては、次のようにして作動ロッド40の配置位置つまり弁開度が決まる。

【0036】まず、図2に示すように、コイル67への通電がない場合(デューティ比=0%)には、作動ロッド40の配置には、感圧部材54自身が有するバネ性(以下ベローズバネ54と呼ぶ)に基づく下向き付勢力、及び弁体付勢バネ66の下向き付勢力の作用が支配的となる。従って、作動ロッド40は最下動位置に配置され、弁体部43は連通路49を全閉とする。従って、クランク圧力Pcは、その時おかれた状況下において取り得る最大値となり、クランク圧力Pcとシリンダボア1aの内圧とのピストン20を介した差は大きくて、斜板12は傾斜角度を最小として圧縮機の吐出容量は最小となっている。

【0037】前記コイル67に対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比(>0%)の通電がなされると、上向きの電磁付勢力がベローズバネ54及び弁体付勢バネ66の下向き付勢力を凌駕し、作動ロッド40が上動

を開始する。この状態では、弁体付勢バネ66の下向きの付勢力によって減勢された上向き電磁付勢力が、ベローズバネ54の下向き付勢力によって加勢された、二つの圧力監視点P1、P2間の差圧(二点間差圧 $\Delta P = P_d - P_c$)に基づく下向き押圧力に対抗する。そして、これら上下付勢力が均衡する位置に、作動ロッド40の弁体部43が弁座53に対して位置決めされる。

【0038】例えば、エンジンEの回転速度が減少して圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量が減少すると、吐出圧力Pdが低下し、下向きの二点間差圧 ΔP に基づく力が減少して、その時点での電磁付勢力では作動ロッド40に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド40が上動してベローズバネ54及び弁体付勢バネ66が蓄力され、この両バネ54、66の下向き付勢力の増加分が下向きの二点間差圧 ΔP に基づく力の減少分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。その結果、連通路49の開度つまり制御弁CVの開度が増大し、クランク圧力Pcが低下傾向となり、このクランク圧力Pcとシリンダボア1aの内圧とのピストン20を介した差も小さくなって斜板12が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は増大される。圧縮機の吐出容量が増大すれば同圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量も増大し、吐出圧力Pdが上昇して二点間差圧 ΔP が増加する。

【0039】逆に、エンジンEの回転速度が増大して圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量が増大すると、吐出圧力Pdが上昇し、下向きの二点間差圧 ΔP に基づく力が増大して、その時点での電磁付勢力では作動ロッド40に作用する上下付勢力の均衡が図れなくなる。従って、作動ロッド40が下動してベローズバネ54及び弁体付勢バネ66の蓄力が減り、この両バネ54、66の下向き付勢力の減少分が、下向きの二点間差圧 ΔP に基づく力の増大分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。その結果、連通路49の開度が減少し、クランク圧力Pcが増大傾向となり、クランク圧力Pcとシリンダボア1aの内圧とのピストン20を介した差も大きくなって斜板12が傾斜角度減少方向に傾動し、圧縮機の吐出容量は減少される。圧縮機の吐出容量が減少すれば同圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量も減少し、吐出圧力Pdが低下して二点間差圧 ΔP が減少する。

【0040】また、例えば、コイル67への通電デューティ比を大きくして電磁付勢力を大きくすると、その時点での二点間差圧 ΔP に基づく力では上下付勢力の均衡が図れなくなる。このため、作動ロッド40が上動してベローズバネ54及び弁体付勢バネ66が蓄力され、この両バネ54、66の下向き付勢力の増加分が上向きの電磁付勢力の増加分を補償する位置に作動ロッド40の弁体部43が位置決めされる。従って、連通路49の開度が増大し、圧縮機の吐出容量が増大される。その結

果、圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量が増大し、吐出圧力 P_d が上昇して二点間差圧 ΔP も増大する。

【0041】逆に、コイル 67 への通電デューティ比を小さくして電磁付勢力を小さくすれば、その時点での二点間差圧 ΔP に基づく力では上下付勢力の均衡が図れなくなる。このため、作動ロッド 40 が下動してベローズバネ 54 及び弁体付勢バネ 66 の蓄力が減り、この両バネ 54、66 の下向き付勢力の減少分が上向きの電磁付勢力の減少分を補償する位置に作動ロッド 40 の弁体部 43 が位置決めされる。従って、連通路の 49 開度が減少し、圧縮機の吐出容量が減少する。その結果、圧縮機の単位時間当たりの冷媒吐出量が減少し、吐出圧力 P_d が低下して二点間差圧 ΔP も減少する。

【0042】以上のように制御弁 CV は、コイル 67 への通電デューティ比によって決定された二点間差圧 ΔP の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧 ΔP の変動に応じて内部自律的に作動ロッド 40（弁体部 43）を位置決めする構成となっている。また、この設定差圧は、コイル 67 への通電デューティ比を調節することで変更可能となっている。なお、吐出圧力 P_d が一定であっても、クランク圧力 P_c が変動すれば二点間差圧 ΔP は変動するはずである。しかし、吐出圧力 P_d に比してクランク圧力 P_c は遥かに小さいため、実質的にクランク圧力 P_c は一定であるとみなして差し支えない。

【0043】上記構成の本実施形態によれば、以下ののような効果を得ることができる。

（1）前記感圧部材 54 はベローズよりなっており、同ベローズは二点間差圧 ΔP の変動によっても、感圧室 48 の内壁面との摺動を伴わずして変位（変形）可能である。従って、二点間差圧 ΔP の変動に応じて速やかかつ正確に作動ロッド 40（弁体部 43）を変位させることができる。その結果、従来公報の制御弁のような、スプーと感圧室 48 の内壁面との間の摺動抵抗を減らす加工や、検圧通路 37、38 上に異物除去フィルタを配設することを不必要として、制御弁 CV のコストを低減することができる。

【0044】（2）前記制御弁 CV（コイル 67）を通電制御するデューティ比を変更することで、同弁 CV の弁開度調節動作の基準となる設定差圧を変更可能である。従って、ソレノイド部 60 等の電磁構成（外部制御手段）を備えない言い換えれば単一の設定差圧しか持ち得ない制御弁と比較して、細やかな空調制御要求に対応することができる。

【0045】（3）前記制御弁 CV は、抽気通路 27 の開度を変更する所謂抜き側制御によってクランク室 5 の圧力調節を行う。従って、給気通路 28 の途中に固定絞り 28a を配して、吐出室 22 からクランク室 5 へ供給される冷媒ガスを常時絞ること、言い換えればクランク室 5 へリークされる圧縮済み冷媒ガスの量を少なくする

ことができる。その結果、例えば給気通路 28 の開度を変更してクランク室 5 の圧力調節を行う所謂入れ側制御と比較して、圧縮済み冷媒ガスの圧縮機内での再膨張に起因した冷凍サイクルの効率悪化を軽減することができる。これはエンジン E の低燃費につながる。

【0046】また、前記抜き側制御は、クランク室 5 の圧力を調節するにあたり、高圧（吐出圧 P_d ）を直接的には取り扱わない。従って、制御弁 CV のハウジング 45 において、制御弁内通路 52、47、49、46、51 近辺の耐圧構造やシール構造を簡素化することができる。

【0047】なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

・例えば図 3 に示すように、感圧部材 54 としてダイヤフラムを用いること。図 3 に示す態様においては、上述したベローズバネ 54 と同じ役目をなす、感圧部材 54 と別体の感圧部材付勢バネ 81 が、栓体 45a と感圧部材 54 との間に介装されている。

【0048】・図 4 に示すように、上記実施形態又は図 3 に示す別例において、感圧部材 54 のロッド受け 54a 内にボール 82 を收容し、同ボール 82 を介して感圧部材 54 と作動ロッド 40 の弁体部 43 とが当接されるようにすること。このようにすれば、ボール 82 を介することでの調心作用によって、例えば感圧部材 54 が作動ロッド 40 に対して傾いたとしても、同感圧部材 54 から作動ロッド 40 への荷重伝達は同作動ロッド 40 の軸線方向に沿って確実に行われる。従って、同作動ロッド 40 つまり弁体部 43 が傾いて、弁開度が所望する値とは異なってしまう作動不良を防止できる。

【0049】・例えば図 5 に示すように、第 1 圧力監視点 P_1 を冷媒循環回路において吐出室 22 と凝縮器 31 とを含む両者の間の吐出圧力領域（図面の態様では吐出室 22）に設定するとともに、第 2 圧力監視点 P_2 を冷媒循環回路において蒸発器 33 と吸入室 21 とを含む両者の間の吸入圧力領域（図面の態様では吸入室 21）に設定すること。

【0050】・例えば図 6 に示すように、第 1 圧力監視点 P_1 をクランク室 5 に設定するとともに、第 2 圧力監視点 P_2 を冷媒循環回路において蒸発器 33 と吸入室 21 とを含む両者の間の吸入圧力領域（図面の態様では吸入室 21）に設定すること。図 6 の態様では、感圧室 48 内において感圧部材 54 の内空間が第 2 圧力室 56 をなし、同感圧部材 54 の外空間が第 1 圧力室 55 をなしている。従って、二点間差圧 ΔP に基づく力の作用方向が上記実施形態とは反対となり、例えばコイル 67 への通電デューティ比（電磁付勢力）が大きくなると設定差圧は低くされることとなる。

【0051】・第 1 圧力監視点 P_1 を、冷媒循環回路において吐出室 22 と凝縮器 31 とを含む両者の間の吐出圧力領域に設定するとともに、第 2 圧力監視点 P_2 を同

じ吐出圧力領域において第1圧力監視点P1の下流側に設定すること。

【0052】・第1圧力監視点P1を、冷媒循環回路において蒸発器33と吸入室21とを含む両者の間の吸入圧力領域に設定するとともに、第2圧力監視点P2を同じ吸入圧力領域において第1圧力監視点P1の下流側に設定すること。

【0053】・ワッブル式の容量可変型圧縮機を備えた空調装置において具体化すること。上記実施形態から把握できる技術的思想について記載する

(1) 前記第1圧力監視点は冷媒循環回路の吐出圧力領域に設定されており、第2圧力監視点は同じ吐出圧力領域において第1圧力監視点よりも下流側に設定されている請求項1～3のいずれかに記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【0054】(2) 前記第1圧力監視点は冷媒循環回路の吸入圧力領域に設定されており、第2圧力監視点は同じ吸入圧力領域において第1圧力監視点よりも下流側に設定されている請求項1～3のいずれかに記載の容量可変型圧縮機の制御弁。

【0055】(3) 前記感圧部材と弁体とはボールを介して当接係合されている請求項1～5、前記(1)又は(2)のいずれかに記載の容量可変型圧縮機の制御弁。*

* 【0056】

【発明の効果】以上詳述したように本発明によれば、二点間差圧の変動を速やかに弁開度に反映させることが可能な容量可変型圧縮機の制御弁を安価に提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】容量可変型斜板式圧縮機の断面図。

【図2】制御弁の断面図。

【図3】別例の制御弁を示す要部拡大断面図。

【図4】別の別例を示す要部拡大図。

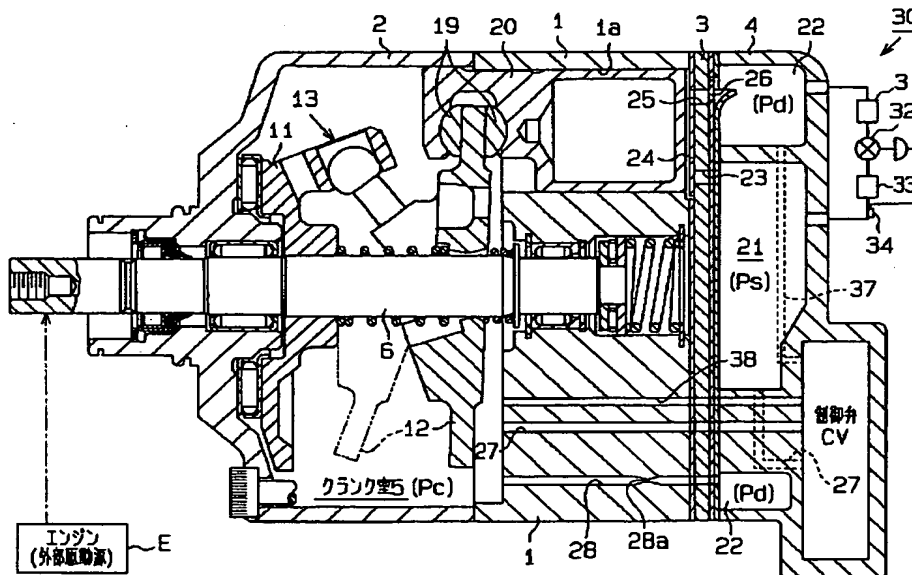
【図5】別の別例の制御弁を示す要部拡大断面図。

【図6】別の別例の制御弁を示す要部拡大断面図。

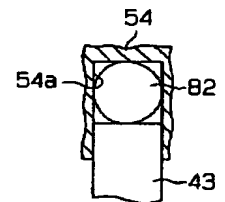
【符号の説明】

5…第2圧力監視点が設定されたクランク室、21…吸入圧力領域としての吸入室、22…第1圧力監視点が設定された吐出室、27…抽気通路、43…弁体としての作動ロッドの弁体部、45…バルブハウジング、47…弁室としての弁収容孔、48…感圧室、54…感圧部材、55…第1圧力室、56…第2圧力室、P1…第1圧力監視点、P2…第2圧力監視点、Pd…第1圧力監視点の圧力、Ps…第2圧力監視点の圧力、Pc…クランク室の圧力、CV…制御弁。

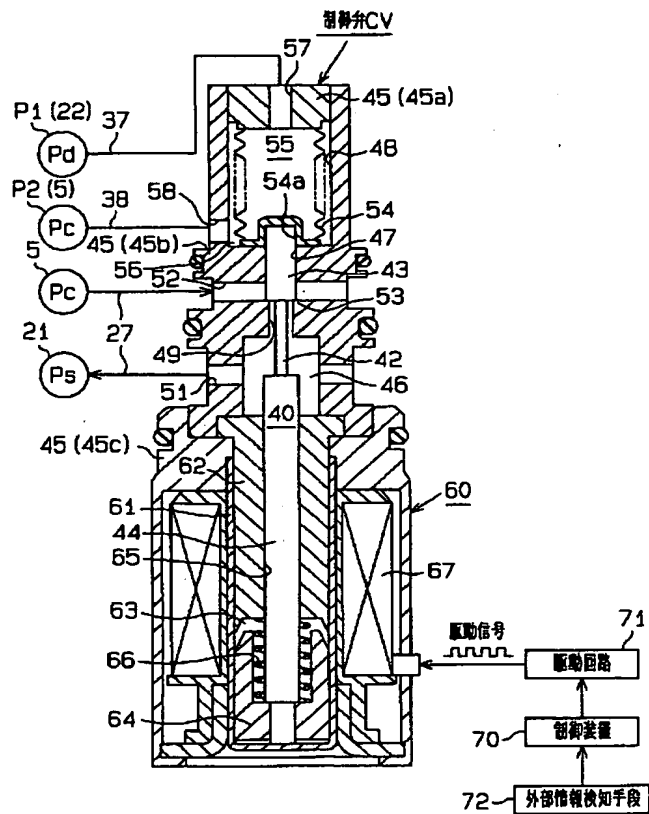
【図1】



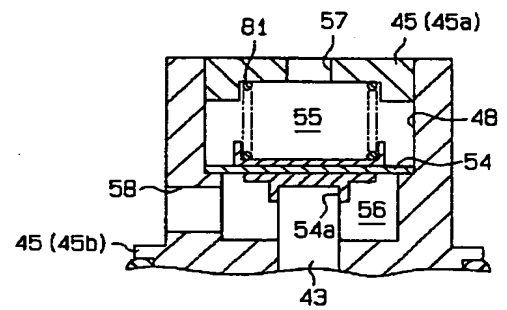
【図4】



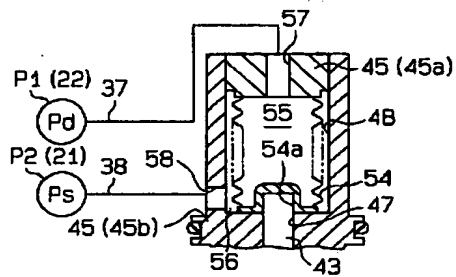
【図2】



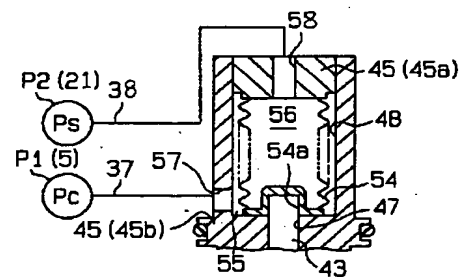
【図3】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 木村 一哉
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内
(72)発明者 水藤 健
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 梅村 聡
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

Fターム(参考) 3H045 AA04 AA27 BA13 CA02 CA03
CA07 CA24 CA26 CA29 DA25
DA43 DA47 EA13 EA14 EA33
EA38 EA42
3H076 AA06 BB32 CC05 CC84 CC85